

HYDRAULIC BRAKING DEVICE

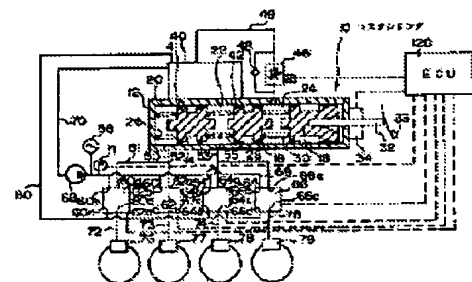
Publication number: JP9123901
Publication date: 1997-05-13
Inventor: ITO MASASHI
Applicant: TOYOTA MOTOR CORP
Classification:
- International: B60T13/68; B60T13/12; B60T13/68; B60T13/10; (IPC1-7): B60T13/68
- European:
Application number: JP19950286213 19951102
Priority number(s): JP19950286213 19951102

[Report a data error here](#)

Abstract of JP9123901

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a hydraulic control device enabling a driver to obtain a brake pedal operation feeling without feeling any malaise in relation to the hydraulic braking device.

SOLUTION: A master cylinder 10 is provided with pistons 14, 16, 18 to form pressure chambers 20, 22, 24. The pressure chambers 20 and 22 are connected respectively to wheel cylinders 76, 77 and 78, 79 through hydraulic control valves 60, 62, and 64, 66. During the normal operation of a pump 68, the pressure chambers 20, 22 are shut off from the wheel cylinders 76, 77, 78, 79 by hydraulic control valves 60, 62, 64, 66. In this case, a ECU 120 controls the amount of valve-opening of a flow control valve 48 to control the liquid consumption rate in the pressure chamber 24, and thus the pedal operating force can be controlled.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-123901

(43) 公開日 平成9年(1997)5月13日

(51) Int. Cl.⁶
B60T 13/68

識別記号

F I
B60T 13/68

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全14頁)

(21) 出願番号 特願平7-286213

(22) 出願日 平成7年(1995)11月2日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 伊藤 政司

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

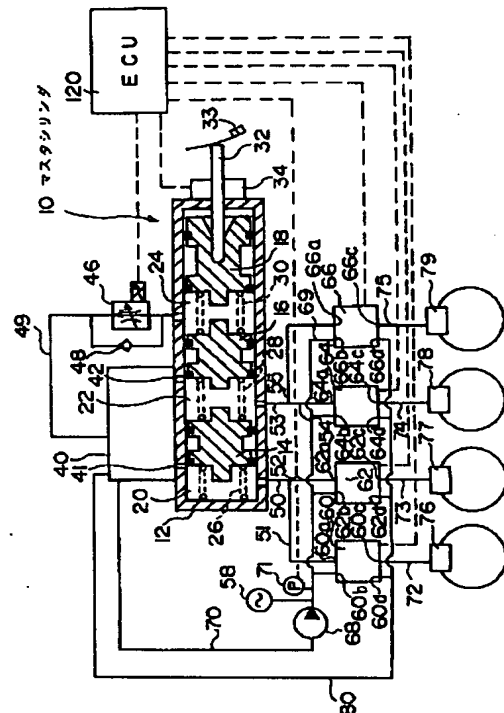
(74) 代理人 弁理士 伊東 忠彦

(54) 【発明の名称】 液圧ブレーキ装置

(57) 【要約】

【課題】 本発明は、液圧ブレーキ装置に関わり、運転者に対して違和感のないブレーキペダルの操作感が得られる液圧制御装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 マスタシリンダ10はピストン14、16、18を備え、圧力室20、22、24が形成されている。圧力室20及び22はそれぞれ油圧制御バルブ60、62及び64、66を介してホイールシリンダ76、77及び78、79に接続されている。ポンプ68の正常動作中には、油圧制御バルブ60、62、64、66により圧力室20、22とホイールシリンダ76、77、78、79との間は遮断される。この場合、ECU120により流量制御バルブ48の開弁量を制御することにより、圧力室24の消費液量が制御され、これにより、ペダル踏力が制御される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ操作部材と、前記ブレーキ操作部材の操作量に応じて加圧される加圧室を有するマスタシリンダと、ホイールシリンダに付与される圧力を制御する液圧制御手段と、ブレーキフルードを貯蔵するリザーバと、を有する液圧ブレーキ装置において、前記リザーバと連通すると共にブレーキ操作部材の操作力に応じた圧力を発生する調圧室と、該調圧室の内圧を操作反力として前記ブレーキ操作部材に伝達する反力伝達部材と、前記調圧室と前記リザーバとを連通する液路に設けられた可変絞りと、前記ブレーキ操作部材の操作力に対する前記ブレーキ操作部材の操作量が一定となる様に前記可変絞りの開度を調整する開度調整手段と、を備えたことを特徴とする液圧ブレーキ装置。

【請求項 2】 前記開度調整手段は、前記ブレーキ操作部材の操作量と液圧制御手段の制御状態とに応じて前記可変絞りの開度を調整するものであることを特徴とする請求項 1 記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 3】 前記調圧室を加圧可能な加圧手段を備えたことを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の液圧ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】本発明は、液圧ブレーキ装置に係わり、特に、運転者に違和感を与えることのないペダルの操作感が得られる液圧ブレーキ装置を提供することを目的とする。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】従来より、車両等に用いられるブレーキ装置として、液圧ブレーキ装置が知られている。液圧ブレーキ装置は、マスタシリンダとホイールシリンダとの間の連通状態を液圧制御装置により制御することにより、ホイールシリンダに付与される圧力の制御を行う。液圧制御装置によりマスタシリンダとホイールシリンダとの間が遮断された場合には、ブレーキペダルに踏力が付与されてもマスタシリンダ内のブレーキフルードが消費されないため、ペダルストロークが生じない。このようなペダル踏力とペダルストロークとの関係は運転者に対して違和感を与えるものとなる。従って、運転者に対して違和感のないペダル操作感を与えるため、液圧ブレーキ装置には、自然なペダル踏力とペダルストロークとの関係を適切に生成する機構が付与される。

【 0 0 0 3 】かかる機能を実現する装置として、従来より特開平 6 - 2 1 1 1 2 4 号に開示されるストロークシミュレータが知られている。上記従来のシミュレータはシリンダと、スプリングにより付勢されるピストンとを備えている。ピストンとシリンダとの間に形成される液室と、マスタシリンダとは連通されている。このため、

マスタシリンダ内のブレーキフルードは液室に流出されることにより消費される。この際、液室に流出されたブレーキフルードの圧力が、スプリングの付勢力より昇圧されてペダル踏力が生成される。

【 0 0 0 4 】

【発明が解決しようとする課題】上記従来のストロークシミュレータが液圧ブレーキ装置に適用された場合、マスタシリンダとホイールシリンダとの連通状態が常に一定であるとすれば、適切なペダル踏力とペダルストロークとの関係を常時維持することが可能である。これに対して、ペダル踏み込み操作の途中で、液圧制御装置によってマスタシリンダとホイールシリンダとの間の連通状態が変化されると、マスタシリンダからホイールシリンダへ供給されるブレーキフルード量に不連続な変化が生ずる。上記従来のストロークシミュレータはスプリングによりペダル反力を生成する構成であるため、液室に流出されるブレーキフルード量と生成されるペダル反力との関係を変化させることはできない。このため、ホイールシリンダで多量のブレーキフルードが消費される場合には、ペダル反力が上昇され難い状態となり、一方、ホイールシリンダで消費されるブレーキフルードが少量である場合は、ペダル反力が上昇され易い状態となる。従って、上記従来のストロークシミュレータを用いる装置にあっては、ホイールシリンダでのブレーキフルード消費量に変化すると生成されるペダル反力に不連続な変化が生じることとなり、ペダル反力とペダルストロークとの関係に変化を生じ、運転者に対して違和感のあるペダル操作感を与えることとなる。この点、上記従来のストロークシミュレータは、液圧制御ブレーキ装置に適用するには必ずしも最適な構成ではなかったことになる。

【 0 0 0 5 】本発明は、上述の点に鑑みてなされたものであり、液圧制御装置の制御状態に関わらず、運転者に対して違和感のないペダルストロークとペダル踏力との関係を与え得る液圧制御ブレーキを提供することを目的とする。

【 0 0 0 6 】

【課題を解決するための手段】上記の目的は、請求項 1 記載の如く、ブレーキ操作部材と、前記ブレーキ操作部材の操作量に応じて加圧される加圧室を有するマスタシリンダと、ホイールシリンダに付与される圧力を制御する液圧制御手段と、前記加圧室及び前記液圧制御手段から排出されるブレーキフルードを貯蔵するリザーバと、を有する液圧ブレーキ装置において、前記リザーバと連通すると共に、ブレーキ操作部材の操作力に応じた圧力を発生する調圧室と、該調圧室の内圧を操作反力として前記ブレーキ操作部材に伝達する反力伝達部材と、前記調圧室とリザーバとを連通する液路に設けられた可変絞りと、前記ブレーキ操作部材の操作力に対する前記ブレーキ操作部材の操作量が一定となる様に前記可変絞りの開度を調整する開度調整手段と、を備えることによって

達成される。

【 0 0 0 7 】本発明において、ブレーキ操作部材が操作されると、調圧室にはブレーキ操作部材の操作力に応じた圧力が発生される。調圧室の圧力は反力伝達部材によりブレーキ操作部材に伝達される。可変絞りの開度が調整されると、調圧室とリザーバとの間をブレーキフルードが流通する際の流通抵抗が調整される。調圧室の圧力はかかる流通抵抗に応じて変化する。従って、ブレーキ操作部材に伝達される反力は可変絞りの開度により調整される。開度調整手段はブレーキ操作部材の操作力に対するブレーキ操作部材の操作量が一定となる様に前記可変絞りの開度を調整する。これにより、ブレーキ操作部材に伝達される反力に対するブレーキ操作部材の操作量は一定となる。

【 0 0 0 8 】また、上記の目的は請求項 2 記載の如く、請求項 1 記載の発明において、前記開度調整手段は、前記ブレーキ操作部材の操作量と前記液圧制御手段の制御状態とに応じて前記可変絞りの開度を調整するものである液圧ブレーキ装置によっても達成される。

【 0 0 0 9 】本発明において、液圧制御手段の制御状態 20 に応じてマスタシリンダから消費されるブレーキフルード量に変化する。従って、ブレーキ操作部材に伝達される反力とブレーキ操作部材の操作量との関係は、液圧制御手段の制御状態により変化する。開度調整手段はブレーキ操作部材の操作量と液圧制御手段の制御状態とに応じて前記可変絞りの開度を調整する。これにより、ブレーキ操作部材に伝達される反力に対するブレーキ操作部材の操作は一定とされる。

【 0 0 1 0 】また、上記の目的は請求項 3 記載の如く、請求項 1 又は 2 記載の発明において、前記調圧室を加圧 30 可能な加圧手段を備えた液圧ブレーキ装置によっても達成される。本発明において、加圧手段によって調圧室を加圧することにより、ブレーキ操作部材に伝達される反力が増加される。これにより、ブレーキ操作部材に伝達される反力の制御範囲が拡大される。

【 0 0 1 1 】

【発明の実施の形態】図 1 は本発明の一実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図を示す。マスタシリンダ 1 0 はシリンダ 1 2 の内部に、図 1 における左方から順にピストン 1 4、1 6、1 8 が液密かつ摺動可能に嵌挿されて構成されている。シリンダ 1 2 の一底面（図 1 においては左側底面）とピストン 1 4 との間には圧力室 2 0 が、ピストン 1 4 とピストン 1 6 との間には圧力室 2 2 が、ピストン 1 6 とピストン 1 8 との間には圧力室 2 4 が、それぞれ形成されている。圧力室 2 0、2 2、2 4 には、それぞれスプリング 2 6、2 8、3 0 が配設されている。スプリング 2 6、2 8、3 0 はそれぞれ圧力室 2 0、2 2、2 4 の容積を拡大させる方向にピストン 1 4、1 6、1 8 を付勢している。

【 0 0 1 2 】ピストン 1 8 にはロッド 3 2 が固定されて 50

いる。ロッド 3 2 はシリンダ一端面（図 1 においては右端面）から外部に突出しており、その先端はブレーキペダル 3 3 に接続されている。シリンダ 1 2 の、ロッド 3 2 が突出している部分には、ストロークセンサ 3 4 が装着されている。ストロークセンサ 3 4 は、ブレーキペダル 3 3 の踏み込みに伴うロッド 3 2 の変位量に応じた信号を出力する。

【 0 0 1 3 】シリンダ 1 2 の外側面にはリザーバ 4 0 が装着されている。リザーバ 4 0 は、シリンダ 1 2 の外側面に設けられたリザーバ穴 4 1 及び 4 2 を介して、シリンダ 1 2 の内部と連通している。リザーバ穴 4 1 及び 4 2 は、図 1 に示す如くブレーキペダル 3 3 が踏み込まれていない状態では、圧力室 2 0 及び 2 2 が、それぞれリザーバ穴 4 1 及び 4 2 を介してリザーバ 4 0 と連通し、ブレーキペダル 3 3 が踏み込まれて、ピストン 1 4 及び 1 6 が図 1 に示す状態から左方へ所定のストローク以上変位された際には、リザーバ穴 4 1 及び 4 2 が、それぞれピストン 1 4 及び 1 6 によって閉鎖されることにより圧力室 2 0 及び 2 2 とリザーバ 4 0 との連通が遮断されるように、配置されている。また、圧力室 2 4 は、流量制御通路 4 9 を介してリザーバ 4 0 に接続されている。流量制御通路 4 9 には流量制御バルブ 4 6 及びチェックバルブ 4 8 が並列に接続されて設けられている。

【 0 0 1 4 】次に、図 2 を参照して流量制御バルブ 4 6 の構成について説明する。図 2 は流量制御バルブ 4 6 の構成図を示す。流量制御バルブ 4 6 は、ハウジング 8 0、スプール 8 4、及び、リニアソレノイド 9 8 を備えている。スプール 8 4 は、その一端部（図 2 における左端部）及び他端部（図 2 における右端部）に大径部 8 4 a 及び 8 4 b を備えている。大径部 8 4 a 及び 8 4 b は円錐台状に形成された中間部 8 4 c により接続されている。中間部 8 4 c は大径部 8 4 a から大径部 8 4 b に向けて徐々にその径が小さくなるように設けられている。スプール 8 4 は、その大径部 8 4 a 及び 8 4 b が、ハウジング 8 0 の内部に形成されたシリンダ部 8 2 に液密かつ摺動可能に嵌挿されることによりシリンダ部 8 2 の内部に配設されている。

【 0 0 1 5 】シリンダ部 8 2 の内周面には、環状溝 8 5 及び 8 6 が形成されている。環状溝 8 5 及び 8 6 は、スプール 8 4 がシリンダ部 8 2 内の図 2 における右方に変位した際には環状溝 8 6 がスプール 8 4 の大径部 8 4 a に対向して塞がれると共に環状溝 8 5 が中間部 8 4 c に対向し、また、スプール 8 4 が図 2 における左方に変位した際には環状溝 8 5 及び 8 6 の両方がスプール 8 4 の中間部 8 4 c と対向するように、配置されている。環状溝 8 5 には第 1 ポート 8 7 に至る油路 8 8 が開口している。また、環状溝 8 6 には油路 8 8 と連通する油路 8 9 が開口している。更に、環状溝 8 6 には、スプール 8 4 を挟んで油路 8 9 への開口部と対向する位置に第 2 ポート 9 3 に至る油路 9 4 が開口している。

【0016】油路 89 には小室 90 が設けられている。小室 90 内には、ボール 91 及びスプリング 92 が配設されており、スプリング 92 がボール 91 を、油路 89 の開口部に向けて押圧することにより、油路 89 を遮断している。小室 90、ボール 91、及びスプリング 92 はチェックバルブ 48 を構成している。

【0017】シリンダ部 82 とスプール 84 の大径部 84a 側底面とにより形成される空間には、スプリング 95 が配設されている。スプリング 95 はスプール 84 を図 2 における右方に向けて押圧している。また、スプール 84 の大径部 84b 側の端面にはリニアソレノイド 98 のロッド 96 が固定されている。リニアソレノイド 98 は、その内部に備えるコイル 99 に供給される電流 I に応じた力で、プランジャ 97 を図 2 中左方へ向けて押圧する。かかる押圧力はロッド 96 を介してスプール 84 を図 2 中左方へ向けて押圧する力として作用する。

【0018】上述した流量制御弁 46 の構成によれば、コイル 99 が通電されない状態では、スプール 84 がスプリング 95 により、図 2 における右方へ押圧されることにより、環状溝 86 はスプール 84 の大径部 84a により塞がれる。このため、第 1 ポート 87 と第 2 ポート 93 とは油路 89 のみによって連通されている。この場合、小室 90、ボール 91、及びスプリング 92 からなる

チェックバルブ 48 により、第 1 ポート 87 から第 2 ポート 93 へ向かう方向の流れのみが許容されている。【0019】一方、コイル 99 が通電状態とされると、スプール 84 はスプリング 95 による押圧力に抗して図 2 における左方へ変位する。このため、スプール 84 の中間部 84c が環状溝 86 に対向する状態となる。この結果、環状溝 86 の一端部（図 2 における右端部）86a とスプール 84 の中間部 84c との間に隙間が生じて、第 1 ポート 87 と第 2 ポート 93 とが油路 88 を介して連通状態となる。かかる連通の度合はスプール 84 の図 2 における左方への変位量が大きいほど大きくなる。スプール 84 の変位量は、コイル 99 への通電量により制御することができる。従って、コイル 99 への通電量を制御することにより、第 1 ポート 87 と第 2 ポート 93 との連通の度合いを制御することができる。この結果、コイル 99 への通電量により第 1 ポート 87 と第 2 ポート 93 との間に流通する液の流量を制御することが

【0020】次に、再び図 1 を参照すると、マスタシリンダ 10 の圧力室 20 には、マスタシリンダ通路 50 が接続されている。マスタシリンダ通路 50 はマスタシリンダ通路 51 及び 52 に分岐されている。マスタシリンダ通路 51 及び 52 はそれぞれ、油圧制御バルブ 60 及び 62 のマスタシリンダ圧ポート 60a 及び 62a に接続されている。また、圧力室 22 には、マスタシリンダ通路 53 が接続されている。マスタシリンダ通路 53 はマスタシリンダ通路 54 及び 55 に分岐されている。マ

スタシリンダ通路 54 及び 55 はそれぞれ、油圧制御バルブ 64 及び 66 のマスタシリンダ圧ポート 64a 及び 66a に接続されている。油圧制御バルブ 60、62、64、66 の高圧供給ポート 60b、62b、64b、66b は高圧通路 69 を介してポンプ 68 の吐出口に接続されている。ポンプ 68 の吸入口はポンプ通路 70 を介してリザーバ 40 に接続されている。高圧通路 69 のポンプ 68 の吐出口近傍にはアキュムレータ 58 が設けられており、圧力計 71 の検出圧に基づいて、ポンプ 68 の駆動・非駆動を制御することによって、ブレーキフルードが所定の圧力下でアキュムレータ 58 に蓄えられる。

【0021】油圧制御バルブ 60、62、64、66 の制御液圧ポート 60c、62c、64c、66c はそれぞれ制御液圧通路 72、73、74、75 を介して、ホイールシリンダ 76、77、78、79 に接続されている。ホイールシリンダ 76、77、78、79 はそれぞれ、左前輪、右後輪、右前輪、左後輪に装着されている。上述の如く、ブレーキ装置の油圧配管を 2 系統に分けることにより、マスタシリンダ 10 の圧力室 20 又は 22 からの油圧系統の一方に故障が生じた際にも、前輪左右の少なくとも一方に装着されたホイールシリンダが正常に動作することが保証されている。これにより、液圧ブレーキ装置の安全性が向上されている。

【0022】油圧制御バルブ 60、62、64、66 の低圧ポート 60d、62d、64d、66d はリザーバ通路 80 を介してリザーバ 40 に接続されている。次に、図 3 を参照して油圧制御バルブ 60、62、64、66 の構成を説明する。尚、油圧制御バルブ 60、62、64、66 は同一の構成を有しており、油圧制御バルブ 60 の構成を代表的に説明する。

【0023】図 3 は油圧制御バルブ 60 の構成図を示す。油圧制御バルブ 60 はハウジング 100、スプール 104 及びフォースモータ 124 を備えている。スプール 104 は円筒状の部材であり、軸方向の両端部に設けられた大径部 104a 及び 104b と中間部に設けられた小径部 104c とを備えている。スプール 104 はその大径部 104a、104b が、ハウジング 104 の内部に形成されたシリンダ部 102 に液密かつ摺動可能に嵌挿されることによりシリンダ部 102 の内部に配設されている。

【0024】シリンダ部 102 の一端面（図 3 においては右端面）には、開口 105 が設けられている。開口 105 は油路 106 を介してマスタシリンダ圧ポート 60a に接続されている。シリンダ部 102 の側面の軸方向中央部には開口 108 が形成されている。開口 108 は油路 110 により制御液圧ポート 60c に接続されている。

【0025】シリンダ部 102 には、スプール 104 を挟んで開口 108 と径方向反対側の側面に、開口 11

1、112が設けられている。開口111、112は、スプール104が図3に2点鎖線で示す如く定常位置、すなわちシリンダ部102内の右方に変位された状態では、開口111がスプール104の小径部104cに対向してシリンダ部102の内部に露出されると共に開口112がスプール104の大径部104aにより閉鎖されるように、かつ、マスタシリンダ圧ポート60aに圧力が付与されることによりスプール104が図3に実線で示す如くシリンダ部102の左方に変位された状態では、開口111がスプール104の大径部104bにより閉鎖されると共に開口112はスプール104の小径部104cに対向してシリンダ部102の内部に露出されるように、配置されている。開口111は油路113を介して低压ポート60dに接続されている。また、開口112は油路114を介して高压供給ポート60bに接続されている。

【0026】シリンダ部102の他端面（図3においては左端面）には開口115が設けられている。開口115はフィードバック油路116を介して出力油路110に連通している。開口115には反力ピン118が摺動可能に嵌挿されている。スプール104の一端面（図3においては右端面）にはロッド120が固定されている。ロッド120は開口105に挿通され、更に油路106に開口する貫通穴122に液密かつ摺動可能に嵌挿され、その先端部はフォースモータ124のコイル125の内側に突出されている。ロッド120の先端部にはマグネット126が固定されている。マグネット126はフォースモータ124の移動子として機能する。

【0027】マスタシリンダ圧ポート60aと制御液圧ポート60cとはバイパス油路130により接続されている。バイパス油路130には、マスタシリンダ圧ポート60aから制御液圧ポート60cへ向かう方向の流れのみを許容するチェックバルブ132が配設されてい

$$P_i \times A_s = P_o \times A_p$$

(1) 式より (2) 式が得られる。

$$P_o = P_i \times (A_s / A_p)$$

(2) 式に示す如く、マスタシリンダポート60aに付与された圧力は (A_s / A_p) 倍に増幅されて制御液圧ポート60cに出力される。

【0031】マスタシリンダ圧ポート60aが大気圧に開放された状態で、フォースモータ124が図3中左方へ向かう押圧力を発揮すると、マスタシリンダ圧が昇圧された場合と同様に、スプール104は図3中左方へ変

$$P_o = F_o \times (1 / A_o)$$

(3) 式に示す如く、マスタシリンダ圧力が昇圧されていない場合においても、ホイールシリンダ圧を昇圧することができる。

【0032】更に、マスタシリンダ圧ポート60aに常圧を越える圧力が付与された状態で、フォースモータ124が図3中右方へ向かう押圧力を発揮すると、マスタ

る。

【0028】上述した油圧制御バルブ60の構成によれば、マスタシリンダ圧ポート60aに常圧が付与され、かつ、リニアソレノイドが何ら押圧力を発揮しない状態では、スプール104は図3における右方に移動して2点鎖線で示す状態となる。この場合、低压ポート60dと制御液圧ポート60cとが、油路113、シリンダ部102、及び油路110を介して連通される一方、高压供給ポート60bと制御液圧ポート60cとの間の連通は遮断される。このため、制御液圧ポート60cには低压ポート60dに供給される圧力、すなわちほぼ大気圧に等しい圧力が出力される。

【0029】マスタシリンダ圧ポート60aに常圧を越える圧力が付与されると、スプール104は図3における左方へ変位して図中に実線で示す状態となる。この場合、低压ポート60dと制御液圧ポート60cとの間が遮断される一方、高压供給ポート60bと制御液圧ポート60cとが連通される。このため、油路110の圧力は上昇され、かかる圧力はフィードバック油路116を介してピン118への押圧力として作用する。かかる押圧力により、ピン118はスプール104を図3における右方向へ向けて押圧する。このため、スプール104はマスタシリンダ圧ポート60aに供給された圧力により生ずる図3における左方向への押圧力と、前述したピン118による右方向への押圧力が釣り合う位置に静止する。

【0030】マスタシリンダ圧ポート60aに付与される圧力を P_i 、シリンダ部102の断面積を A_s 、増圧出口60cから出力される圧力、すなわち、油路110の圧力を P_o 、ピン118の断面積を A_p とすると、スプール104に作用する軸方向の力の釣り合いより (1) 式が成立する。

$$(1)$$

$$(2)$$

位する。この場合、スプール104は、フォースモータ124の発する押圧力と、反力ピン118から入力される油圧反力とが釣り合う位置に静止する。フォースモータ124が発する押圧力を F 、とすると、ピン118の断面積 A_p を用いて、油路110の圧力 P_o は次式の如く表すことができる。

$$(3)$$

シリンダ圧に対する抗力を付与することができる。この場合、スプール104はマスタシリンダ圧ポート60aに付与されたマスタシリンダ圧に起因する左方向への押圧力と、前述した反力ピン118による右方向への押圧力及びフォースモータ124の発する右方向への押圧力が釣り合う位置に静止する。この場合、油路110の圧

力 P は、マスタシリンダ圧ポート60aに付与される
圧力 P_i 、シリンダ部102の断面積 A_i 、反力ピン1

$$P_o = (P_i \times A_i - F_r) \times (1/A_o) \quad (4)$$

(4)式に示す如く、油圧制御バルブ60によれば、フ
ォースモータ124を駆動することにより、通常時に比
してマスタシリンダ圧に対するホイールシリンダ圧の
倍力比を下げるができる。

【0033】ところで、油圧制御バルブ60が上記の如
く正常に機能する場合は、マスタシリンダ10から流出
したブレーキフルードがホイールシリンダに流入するこ
とはない。従って、本実施例のブレーキ装置では、通常
状態ではマスタシリンダ10とホイールシリンダ76、
77、78、79とは実質的に遮断されていることにな
る。以下、この状態を遮断状態と称す。

【0034】一方、高圧供給ポート60bに高圧を付与
するポンプの故障等により、高圧供給ポート60bへの
ブレーキフルードの供給が停止されたような場合には、
マスタシリンダ圧が昇圧されて、スプール84が図3中
左方に移動しても制御液圧ポート60cの圧力は昇圧さ
れない。かかる場合には、マスタシリンダ圧ポート60
aに付与された圧力はバイパス通路130を介して制御
液圧ポート60cに出力される。この場合、マスタシリ
ンダ10とホイールシリンダ76、77、78、79とは
実質的に連通状態となる。以下、この状態を連通状態
と称す。

【0035】上述した液圧ブレーキ装置の構成によれ
ば、ブレーキペダル33が、所定のストロークを越える
ペダルストロークで踏み込まれると、圧力室20、2
2、24には互いに等しい圧力が発生する。油圧制御バ
ルブ60、62、64、66がすべて遮断状態にある場合
には、上述の如く、圧力室20、22の圧力に基づき
アクチュエータ58の圧力が油圧制御バルブ60、6
2、64、66により調圧されて、ホイールシリンダに
付与される。

【0036】この場合、圧力室20、22内のブレーキ
フルードは消費されないため、圧力室20、22の容積
に変化は生じない。一方、油圧制御バルブ60、62、
64、66がすべて連通状態にある場合は、圧力室2
0、22のブレーキフルードが直接ホイールシリンダ7
2、74、76、78に供給されるため圧力室20、2
2の容積に変化が生ずる。従って、何らの措置も講じら
れないとすれば、ブレーキ踏力とペダルストロークとの
関係が、連通状態と遮断状態とで大きく異なることとな
り、運転者に対して違和感を与えることになる。本実施
例は流量制御バルブ46の開弁量を制御して、かかる違和
感を解消する点に特徴を有している。図1に示す如
く、ストロークセンサ34、圧力計71、流量制御バル
ブ46のソレノイド98、及び、液圧制御バルブ60、
62、64、66のコイルは電子制御装置（以下、EC
Uと称す）120に接続されている。ECU120は圧

18の断面積 A_o 、及び、リニアソレノイドの押圧力 F
を用いて次式の如く表すことができる。

力計71から出力されるポンプ圧計測信号、及び、スト
ロークセンサ34から出力されるペダルストローク量計
測信号に基づいて流量制御バルブ46の開弁量の制御を
行う。

【0037】以下、図4を参照して、ECU120が実
行する流量制御バルブ46の開弁量制御ルーチンの内容
について説明する。図4はECU120が実行する流量
制御バルブ46の開弁量制御ルーチンのフローチャート
を示す。本ルーチンは所定時間間隔で繰り返し起動され
る。本ルーチンは油圧制御バルブ60、62、64、6
6のソレノイドへの通電がすべて停止された状態で起動
されてもよく、あるいは、これらソレノイドの一部又は
全部が通電された状態で起動されてもよい。

【0038】図4に示すルーチンが起動されると、先ず
ステップ201において、ブレーキペダルの踏み込み量
 x が読み込まれる。次に、ステップ202において、 x
が0より大きいかが否かが判別される。ステップ202に
おいて、 x が0以下であると判別された場合には、ブレ
ーキペダルは踏み込まれておらず、従ってペダル踏力の
制御は不要であると判断されて、今回のルーチンは終了
される。

【0039】ステップ202において $x > 0$ が成立する
と判別されると、ブレーキペダルが踏み込まれており、
従って、ペダル踏力の制御が必要であると判断される。
この場合、次に、ステップ203において、ポンプ68
のポンプ圧 P が読み込まれた後、続くステップ204に
おいて P と所定のしきい値 P_0 との大小関係が判別され
る。ステップ204において、 $P \geq P_0$ が成立すると判
別された場合には、油圧制御バルブ60、62、64、
66にはポンプ68により所定の高圧が付与され、従っ
て、これらのバルブは遮断状態にあると判断される。こ
の場合、次に、ステップ205において、ペダルストロ
ーク x に応じた開弁指令信号 $f(x)$ が流量制御バルブ
46に対して発せられる。

【0040】本実施例においては、開弁指令信号 f
(x)は、運転者に対して違和感のないペダル操作感
を与えるような、ブレーキペダルの踏力とペダルストロ
ークとの関係が得られるように決定される。すなわち、図
5に示す如く、ペダルストロークが増加するにつれてペ
ダル踏力の増大の度合いが増加するような関係となるよ
うに、ペダルストローク x に対してペダル踏力の制御が
行われる。ペダル踏力と流量制御バルブ46の開弁量と
の関係は、予め実験的に求めることができる。そこで本
実施例においては、図5に示すペダルストロークとペダ
ル踏力との関係、及び、実験的に求められたペダル踏力
と開弁量との関係から、ペダルストローク x に対する開
弁量 $f(x)$ を図6に示す如く予め求めておく。そして

関数 $f(x)$ を ECU 120 内に記憶させておき、ステップ 205 の実行時にはかかる記憶値を開弁量指令値として用いることとしている。ステップ 205 の処理が終了されると今回のルーチンは終了される。

【0041】一方、ステップ 204 において、 $P < P_0$ が成立すると判別された場合には、油圧制御バルブ 60、62、64、66 には所定の高压が付与されており、従って、これらのバルブは連通状態にあると判断される。上述の如く、油圧制御バルブ 60、62、64、66 が連通状態にある場合には、圧力室 20、22 内のブレーキフルードはホイールシリンダ 76、77、78、79 に流出することにより消費される。従って、圧力室 24 内のブレーキフルードが消費されない状態においても、ブレーキペダル 33 のペダル踏力とペダルストロークとの関係は運転者に対して違和感を与えないものとなる。そこで、ステップ 204 においては、流量制御バルブ 46 に対して開弁量をゼロとする旨の指令が発せられる。

【0042】上述の如く、本実施例の液圧ブレーキ装置によれば、油圧制御バルブ 60、62、64、66 の動作状態に関わらず、運転者に対して違和感のないペダルストロークとペダル踏力との関係を得ることができる。次に、図 7 を参照して、本発明の第 2 の実施例について説明する。図 7 において、図 1 と同一の構成部分には同一の符号を付してその説明を省略する。本実施例は、油圧制御バルブ 60、62、64、66 のマスタシリンダ圧ポート側及び、制御液圧ポート側に圧力計を設け、これら圧力計の計測値に基づいて、油圧制御バルブ 60、62、64、66 の動作状態の判別を行う点に特徴を有している。

【0043】図 7 において、マスタシリンダ通路 50 及び 53 にはそれぞれ、圧力計 150 及び 152 が配設されている。また、制御圧力通路 72、73、74、75 にはそれぞれ、圧力計 154、156、158、160 が配設されている。圧力計 150、152、154、156、158、160 は ECU 120 に接続されている。

【0044】油圧制御バルブ 60 が遮断状態にある場合には、上述の如く制御圧力通路 72 の圧力はマスタシリンダ通路 50 の圧力が所定の倍率に増圧された値となる。一方、油圧制御バルブ 60 が連通状態にある場合には、制御圧力通路 72 の圧力はマスタシリンダ通路 50 の圧力に等しい値となる。したがって、圧力計 154 による測定値と圧力計 150 による測定値との比を求めることにより、油圧制御バルブ 60 が遮断状態にあるか連通状態にあるかを判別することができる。油圧制御バルブ 62、64、66 についても同様に、圧力計 150、152、156、158、160 による測定値から、マスタシリンダ通路側の圧力と制御液圧通路側の圧力との比を求めることにより、遮断状態にあるか連通状態にあ

るかを判別することができる。

【0045】上述の如く、油圧制御バルブが連通状態にある場合には、対応する圧力室のブレーキフルードは対応するホイールシリンダに流出することにより消費される。従って、圧力室 20 及び 22 から消費されるブレーキフルードの量は、油圧制御バルブ 60、62、64、66 のうち連通状態にあるものの個数 n に応じて変化する。そこで、本実施例においては、上記した個数 n に応じて流量制御バルブ 46 の開弁量を制御することとしている。

【0046】以下、図 8 を参照して、ECU 120 が実行する流量制御バルブ 46 の開弁量制御ルーチンの内容について説明する。図 8 は ECU 120 が実行する流量制御バルブ 46 の開弁量制御ルーチンのフローチャートを示す。尚、本ルーチンにおいて、図 4 に示すルーチンと同様のステップには同一の符号を付してその説明を省略する。

【0047】図 8 に示すルーチンは図 4 に示すルーチンと同様に所定の時間間隔で繰り返し実行される。本ルーチンでは、ステップ 210 において圧力計 150、152、154、156、158、160 の出力信号が読み込まれた後、ステップ 211 の処理が実行される。

【0048】ステップ 211 においては、上述の如く、各油圧制御バルブに対応する制御液圧通路の圧力とマスタシリンダ通路の圧力との比から、各油圧制御バルブが遮断状態にあるか連通状態にあるかが判別され、連通状態にある油圧制御バルブの個数 n が求められる。ステップ 211 の処理が終了されると、次にステップ 212 の処理が実行される。

【0049】ステップ 212 においては、ステップ 211 において求められた連通状態にある油圧制御バルブの個数 n 、及びペダルストローク x に基づいて、流量制御バルブ 46 に対して開弁量指令 $g_n(x)$ が発せられる。 $g_n(x)$ は第 1 の実施例の場合と同様に、図 5 に示す如きペダルストローク x とペダル踏力との関係が得られるように決定される。この場合、 n の各値に対するペダル踏力と流量制御バルブ 46 の開弁量との関係は、予め実験的に求めることができ、かかる関係を用いて、 n の各値に対するストローク x と開弁量との関係 $g_n(x)$ が図 9 に示す如く決定される。

【0050】図 9 において、 $n=0$ が成立する場合には、すべての油圧制御バルブが遮断状態にあることとなるため、 $g_n(x)$ は上記した第 1 の実施例における関数 $f(x)$ と一致する。 n の値が増加するにつれて、所要のペダル踏力を得るのに必要な開弁量は減少する。そして、 $n=4$ が成立する場合には、すべての油圧制御バルブが連通状態にあることとなるため、 $g_n(x)$ はストローク x に関わらず 0 となる。本実施例においては、図 9 に示す $g_n(x)$ の値を予め ECU 120 内に記憶させておき、ステップ 212 の実行時には、かかる記憶

値を開弁量指令値として用いることとしている。ステップ 2 1 2 の処理が終了されると、今回のルーチンは終了される。

【0051】上述の如く、本実施例の液圧ブレーキ装置によれば、油圧制御バルブ 6 0、6 2、6 4、6 6 の各々の動作状態に応じてペダル踏力の制御が行われる。このため、油圧制御バルブ 6 0、6 2、6 4、6 6 の動作状態が一樣でない状況においても、運転者に対して違和感を与えない、ペダルストロークとペダル踏力との関係を得ることができる。

【0052】次に、図 1 0 を参照して本発明の第 3 の実施例について説明する。図 1 0 は本発明の第 3 の実施例に係る液圧制御ブレーキの構成を示す。図 1 0 において、図 1 と同一の構成部分には同一の符号を付してその説明を省略する。本実施例は切替バルブによりマスタシリンダ 1 0 の圧力室 2 0 及び 2 2 が対応するホイールシリンダに直接接続された状態と、圧力室 2 0 及び 2 2 が油圧制御バルブを介して対応するホイールシリンダに接続された状態とが選択され得る点に特徴を有している。

【0053】図 1 0 において、マスタシリンダ通路 5 1、5 2、5 4、5 5 にそれぞれ切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 が配設されている。切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 は、それぞれのソレノイドが励磁されない状態では、図中に示す如くマスタシリンダ通路 5 1、5 2、5 4、5 5 がそれぞれホイールシリンダ 7 2、7 4、7 6、7 8 に接続され、一方、各ソレノイドが励磁された状態では、マスタシリンダ通路 5 1、5 2、5 4、5 5 がそれぞれ油圧制御バルブ 6 0、6 2、6 4、6 6 のマスタシリンダ圧ポートに接続されるように配設されている。

【0054】切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 の各ソレノイドは ECU 1 2 0 に接続されている。ECU 1 2 0 は、公知の ABS、TRC、VSC 等の液圧制御を実行する必要のない状況下では、切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 を非駆動状態とする。この場合、図 1 0 に示すブレーキ装置は通常のブレーキ装置として機能する。また、ECU 1 2 0 は、液圧制御を実行する必要がある場合は、切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 に励磁信号を供給し、液圧制御が可能な状態を形成する。本実施例においては、切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 のうち ECU 1 2 0 から励磁信号が付与されないものの個数を計数することにより、ホイールシリンダ 7 2、7 4、7 6、7 8 のうちマスタシリンダ 1 0 の圧力室 2 0 又は 2 2 と連通状態にあるものの個数が求められる。本実施例においても上記した第 2 の実施例と同様、圧力室 2 0 又は 2 2 と連通状態にあるホイールシリンダの個数に応じてペダルストロークに対する流量制御バルブ 4 6 の開弁量が決定される。

【0055】以下、図 1 1 を参照して、本実施例において ECU 1 2 0 が実行する流量制御バルブ 4 6 の開弁量

制御ルーチンについて説明する。図 1 1 は ECU 1 2 0 が実行する流量制御バルブ 4 6 の開弁量制御ルーチンのフローチャートを示す。尚、本ルーチンにおいて、図 8 に示すルーチンと同様のステップには同一の符号を付してその説明を省略する。

【0056】図 1 1 に示すルーチンは図 8 に示すルーチンと同様に所定の時間間隔で繰り返し実行される。本ルーチンでは、ステップ 2 0 2 において $x > 0$ が成立すると、次にステップ 2 2 0 の処理が実行される。ステップ 2 2 0 では、切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 の各々への励磁信号の出力状態を調べることで、励磁されていない切替バルブの個数 n が求められる。そして、次にステップ 2 1 2 において、上記した第 2 の実施例の場合と同様に予め ECU 1 2 0 内に記憶された関数 g 、(x) を用いて決定された開弁量指令値が流量制御バルブ 4 6 に対して発せられる。ステップ 2 1 2 の処理が終了されると今回のルーチンが終了される。

【0057】上述の如く、本実施例の液圧ブレーキ装置によれば、マスタシリンダ 1 0 とホイールシリンダ 7 2、7 4、7 6、7 8 との連通状態を、切替バルブ 1 7 0、1 7 2、1 7 4、1 7 6 を切り換えることにより制御することができる。この場合、かかる連通状態に応じて、流量制御バルブ 4 6 の開弁量を制御することにより、運転者に対して違和感を与えない、ペダルストロークとペダル踏力との関係を得ることができる。

【0058】次に、図 1 2 を参照して本発明の第 4 の実施例について説明する。図 1 2 は本発明の第 4 の実施例に係る液圧制御ブレーキの構成を示す。図 1 2 において、図 1 と同一の構成部分には同一の符号を付してその説明を省略する。本実施例は図 1 に示す液圧制御ブレーキに、ペダル踏力を検出する踏力センサ 1 8 2 を設けて、ペダル踏力を直接制御する点に特徴を有している。

【0059】本実施例においては、図 5 に示すペダルストローク x とペダル踏力 y との関係を関数 h (x) として ECU 1 2 0 内に記憶している。以下、図 1 3 を参照して、本実施例において ECU 1 2 0 が実行する流量制御バルブ 4 6 の開弁量制御ルーチンについて説明する。図 1 3 は ECU 1 2 0 が実行する流量制御バルブ 4 6 の開弁量制御ルーチンのフローチャートを示す。

尚、本ルーチンにおいて、図 4 に示すルーチンと同様のステップには同一の符号を付してその説明を省略する。

【0060】本ルーチンではステップ 2 0 2 において $x > 0$ が成立すると判別されると、次にステップ 2 3 0 においてペダル踏力 y の読み込みが行われた後、ステップ 2 3 1 の処理が実行される。ステップ 2 3 1 においては、ペダル踏力の目標値である h (x) と、現在のペダル踏力 y との偏差 Δy が求められる。ステップ 2 3 1 の処理が終了されると、次にステップ 2 3 2 の処理が実行される。

【0061】ステップ 2 3 2 においては、偏差 Δy と 0

との大小関係が判別される。ステップ 232 において $\Delta y = 0$ が成立すると判別されると、現在のペダル踏力 y は目標ペダル踏力に一致しており、従って、ペダル踏力を変化させる必要はないと判断される。この場合、次にステップ 233 において開弁量を維持すべき旨の指令が流量制御バルブ 46 に対して発せられた後、今回のルーチンが終了される。ステップ 232 において、 $\Delta y > 0$ が成立すると判別されると、現在のペダル踏力 y は目標ペダル踏力に達しておらず、従って、ペダル踏力を増加させるべきと判断される。この場合、次にステップ 234 において開弁量を減少すべき旨の指令が流量制御バルブ 46 に対して発せられた後、今回のルーチンが終了される。ステップ 232 において、 $\Delta y < 0$ が成立すると判別されると、現在のペダル踏力 y は目標ペダル踏力を上回っており、従って、ペダル踏力を減少させるべきと判断される。この場合、次にステップ 235 において開弁量を増加すべき旨の指令が流量制御バルブ 46 に対して発せられた後、今回のルーチンが終了される。

【0062】 上述の如く、本実施例の液圧ブレーキ装置によれば、ペダル踏力を検出することにより、ペダル踏力が直接制御される。このため、ペダルストロークに対するペダル踏力の制御を、より高精度に行うことができる。なお、本実施例において、踏力センサ 182 を設けることによりペダル踏力 y を検出することとしたが、本実施例はこれに限定されるものではなく、流量制御通路 49 の流量制御バルブ 46 とマスタシリンダ 10 との間の部位に圧力計を設けることにより圧力室 24 の圧力を検出し、かかる圧力にマスタシリンダ 10 の断面積を乗じて得られた値をペダル踏力 y として用いてもよい。

【0063】 次に、図 14 を参照して本発明の第 5 の実施例について説明する。図 14 は本発明の第 5 の実施例に係る液圧制御ブレーキの構成を示す。図 14 において、図 12 と同一の構成部分には同一の符号を付してその説明を省略する。本実施例はマスタシリンダ 10 の圧力室 24 の圧力を増圧させる手段を設けることにより、ペダル踏力を増大させることができる点に特徴を有している。

【0064】 図 14 において、流量制御通路 49 のチェックバルブ 48 とリザーバ 40 との間の部位において、ポンプ 190 の吐出口に至る増圧通路 191 が分岐されている。ポンプ 190 の吸入口はポンプ通路 192 を介してリザーバ 40 に接続されている。また、流量制御通路 49 の、増圧通路 191 分岐部とリザーバ 40 との間には、リザーバ 40 からマスタシリンダ 10 に向かう方向の流れのみを許容するチェックバルブ 193 が配設されている。チェックバルブ 193 により、ポンプ 190 により増圧されたフルードがリザーバ 40 に環流することが防止されている。

【0065】 本実施例の液圧制御ブレーキによれば、ポンプ 190 を停止させた状態で流量制御バルブ 46 の開

度を制御することにより、上記した第 1 ～ 第 5 の実施例と同様にペダル踏力を減少させることができる。また、流量制御バルブ 46 を閉じた状態でポンプ 190 を作動させることにより、圧力室 24 の圧力を増圧させることができ、これにより、ペダル踏力を増加させることができる。このように、本実施例の液圧ブレーキ装置によれば、ペダル踏力の増加・減少が共に可能とされることにより、ペダルストロークに対するペダル踏力の制御範囲を拡大することができる。

【0066】 なお、上記した第 1 ～ 第 5 の実施例においては、シリンダ 12 内に圧力室 20、22 に設けた圧力室 24 の圧力を流量制御バルブ 46 の開度を調整することにより変化させてペダル踏力の制御を行っているが、本発明はこれに限定されるものではなく、図 15 に示す如く、マスタシリンダ通路 50 及び 53 にそれぞれ連通する液室 200、202 を設け、液室 200、202 とリザーバ 40 とをそれぞれ連通する通路 204、206 に流量制御バルブ 208、210 及びチェックバルブ 212、214 を設けた構成としてもよい。この場合、ペダル踏力は液室 200、202 の圧力に応じて変化する。従って、流量制御バルブ 208、210 の開弁量を調整して液室 200、202 の圧力を変化させることによりペダル踏力の制御を行うことができる。

【0067】 また、図 16 に示す如く、圧力室 20、22 とリザーバ 40 とを常に連通させる通路 220、222 を設け、通路 220、222 にそれぞれ流量制御バルブ 224 及び 226、及びチェックバルブ 228、230 を設けた構成としてもよい。この場合、ペダル踏力は圧力室 20、22 の圧力に応じて変化する。従って、流量制御バルブ 224、226 の開弁量を調整して液室 20、22 の圧力を変化させることによりペダル踏力の制御を行うことができる。

【0068】 なお、上記した第 1 ～ 第 5 の実施例においては、ブレーキペダル 33 が上記したブレーキ操作部材に、圧力室 24 が上記した調圧室に、ピストン 18 及びロッド 32 が上記した反力伝達部材に、流量制御バルブ 46 が前記した可変絞りに、油圧制御バルブ 60、62、64、66 が上記した液圧制御手段に、ECU 120 が上記した開度調整手段に、ポンプ 190 が上記した加圧手段に、それぞれ相当している。ただし、上記した液圧制御手段は、油圧制御バルブ 60、62、64、66 に限定されるものではなく、マスタシリンダとは異なる液圧源の液圧を調圧してホイールシリンダに供給する液圧制御弁であればよい。

【0069】 また、上記した第 1 の実施例においては、液圧制御手段が正常状態か失陥状態かが上記した液圧制御手段の制御状態に相当している。また、上記した第 2 ～ 第 5 の実施例においては、マスタシリンダとホイールシリンダとが遮断され液圧制御手段によってホイールシリンダ圧が制御されている制御状態か、マスタシリンダ

がホイールシリンダに連通されマスタシリンダによってもホイールシリンダが制御されている制御状態かが、上記した液圧制御手段の制御状態に相当している。

【0070】

【発明の効果】 上述の如く、請求項1記載の発明によれば、ブレーキ操作部材の操作力に対する、ブレーキ操作部材の操作量を一定とすることができる。従って、つねに、運転者に対して違和感を与えないブレーキ部材の操作量と操作力との関係を得ることができる。

【0071】 また、請求項2記載の発明によれば、ブレーキ操作部材の操作量と液圧制御手段の制御状態とに応じてペダル反力を制御することができる。従って、液圧制御手段の制御状態に関わらず、つねに、運転者に対して違和感を与えないブレーキ部材の操作量と操作力との関係を得ることができる。

【0072】 また、請求項3記載の発明によれば、加圧手段により調圧室を加圧することにより、ブレーキ操作部材に伝達される反力を増加させることができる。この結果、ブレーキ操作部材の操作量に対するペダル反力の制御範囲を拡大することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図である。

【図2】 本実施例の液圧ブレーキ装置の流量制御バルブの構成図である。

【図3】 本実施例の油圧制御バルブの構成図である。

【図4】 本実施例で流量制御バルブの開度を制御するために実行される開度制御ルーチンのフローチャートである。

【図5】 本実施例の液圧ブレーキ装置により実現されるペダルストロークとペダル踏力との関係を示す図である。

【図6】 本実施例の開度制御ルーチンで用いられるペダルストロークと開弁量との関係を示す図である。

【図7】 本発明の第2実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図である。

【図8】 本実施例で流量制御バルブの開度を制御するた

めに実行される開度制御ルーチンのフローチャートである。

【図9】 本実施例の開度制御ルーチンで用いられるペダルストロークと開弁量との関係を示す図である。

【図10】 本発明の第3実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図である。

【図11】 本実施例で流量制御バルブの開度を制御するために実行される開度制御ルーチンのフローチャートである。

【図12】 本発明の第4実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図である。

【図13】 本実施例で流量制御バルブの開度を制御するために実行される開度制御ルーチンのフローチャートである。

【図14】 本発明の第5実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図である。

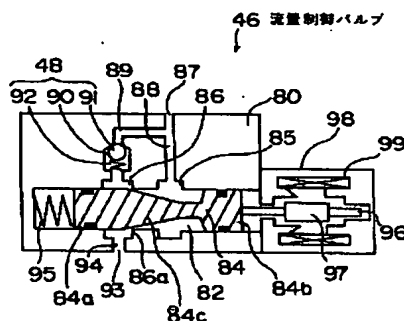
【図15】 本発明の第6実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図（部分図）である。

【図16】 本発明の第7実施例である液圧ブレーキ装置のシステム構成図（部分図）である。

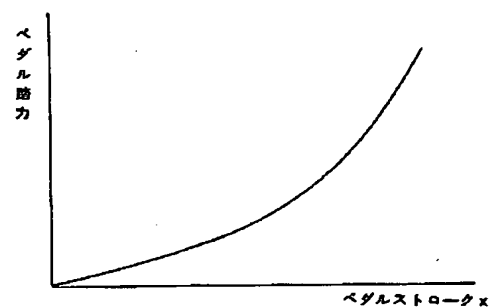
【符号の説明】

- 10 マスタシリンダ
- 12 シリンダ
- 14、16、18 ピストン
- 20、22、24 圧力室
- 32 ロッド
- 33 ブレーキペダル
- 40 リザーバ
- 48 流量制御バルブ
- 60、62、64、66 油圧制御バルブ
- 68、190 ポンプ
- 71、150、152、154、156、158、160 圧力計
- 76、77、78、79 ホイールシリンダ
- 120 ECU
- 170、172、174、176 切替バルブ
- 182 踏力センサ

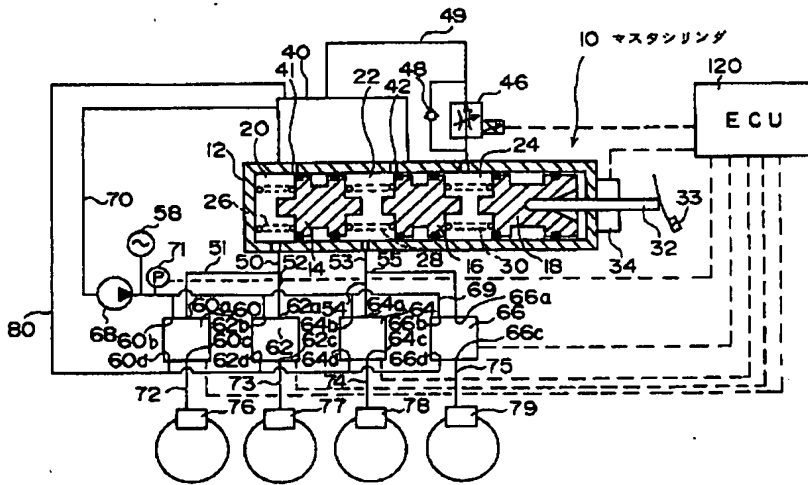
【図2】



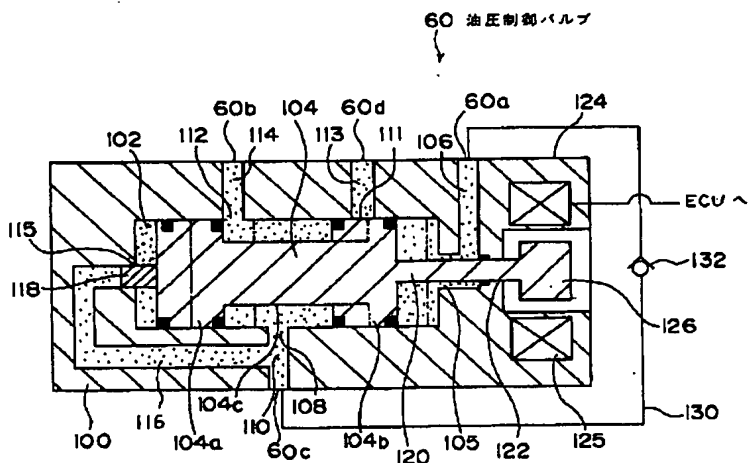
【図5】



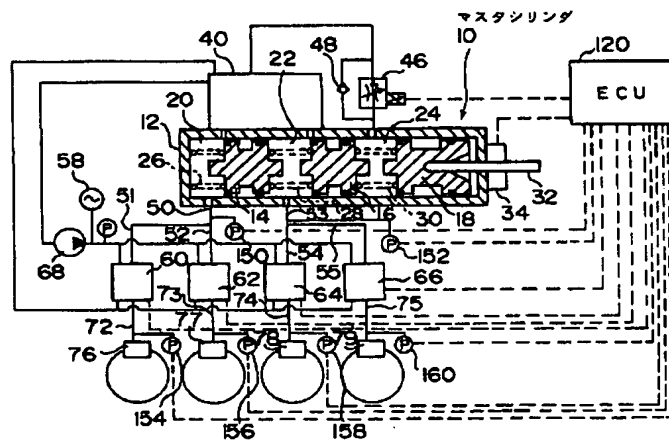
【図 1】



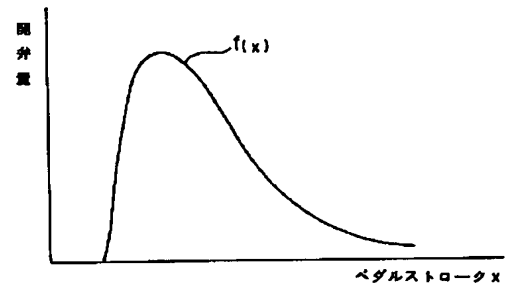
【図 3】



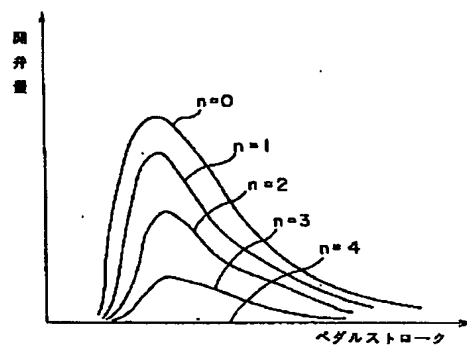
【図 7】



【図 6】



【図 9】

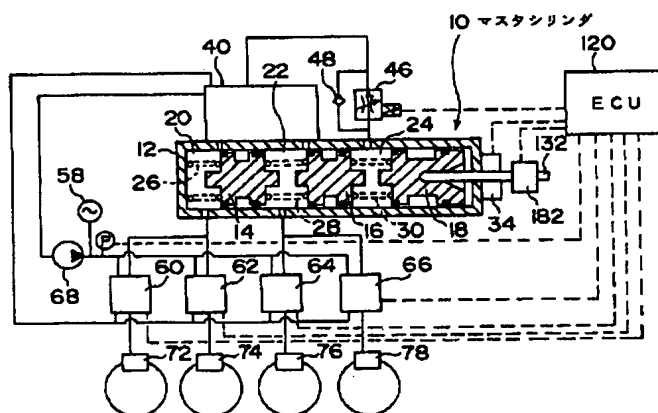


```

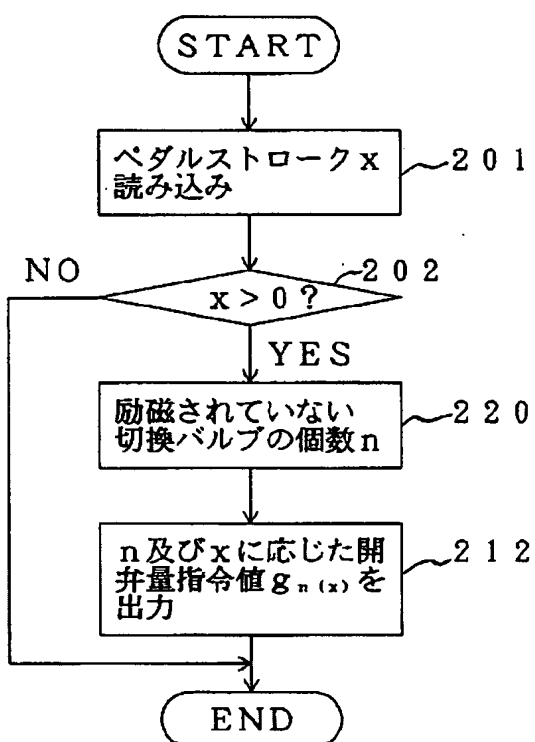
graph TD
    START([START]) --> 201[ペダルストローク x  
読み込み]
    201 --> 202{x > 0 ?}
    202 -- NO --> 206(( ))
    202 -- YES --> 203[ポンプ圧 P  
読み込み]
    203 --> 204{P : P₀}
    204 -- P ≥ P₀ --> 205[x に応じた開弁量指令値  
f(x) を出力]
    204 -- P < P₀ --> 206
    205 --> 206
    206 --> END([END])

```

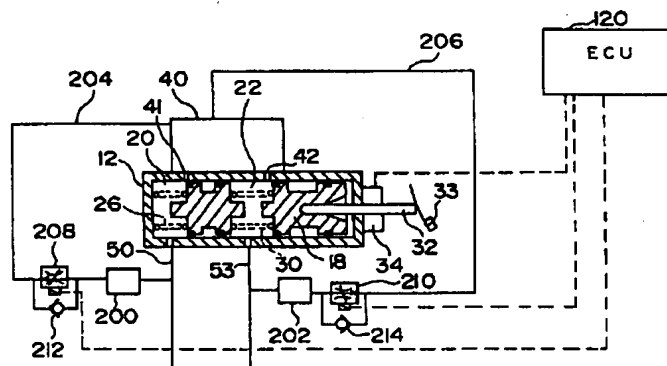
【图 12】



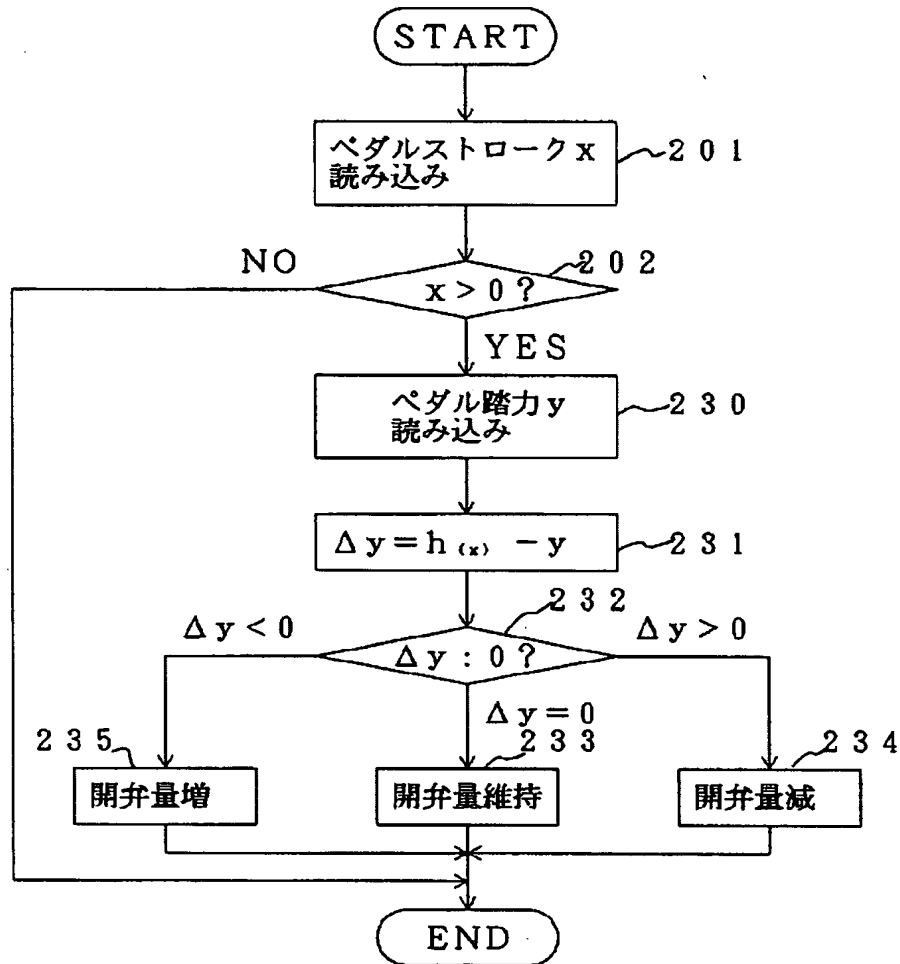
【图 1-1】



【図 15】



【図 1 3】



【図 1 6】

